

Теплообмін шахових пучків гвинтоподібних труб

Засобами CFD-моделювання досліджений конвективний теплообмін шахових пучків гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею в діапазоні зміни чисел Рейнольдса від $9,5 \cdot 10^3$ до $45 \cdot 10^3$. Вивчені моделі пучків з відношеннями кроків між трубами $s_1/s_2 = 0,46, 0,92$ і $1,83$. Пучки формувались з трьох типів однозахідних гвинтоподібних труб, які відрізнялися кроком гвинтової лінії – $t = 8, 12$ і 20 мм. Зовнішній діаметр труб $D = 16$ мм, глибина виступів-впадин $h = 2,5$ мм і загальна довжина $l = 428$ мм досліджених труб не змінювались. Запропонована залежність для розрахунку конвективних коефіцієнтів тепловіддачі шахових пучків гвинтоподібних труб.

Ключові слова: теплообмін, гвинтоподібна труба, шаховий пучок, розрахункова залежність

Вступ

З метою створення простих і надійних методик теплового розрахунку теплообмінних апаратів типу „газ-газ”, теплообмінна секція яких зібрана з гвинтоподібних труб, необхідно знати і вміти визначити їх теплогідравлічні характеристики.

Матеріал статті присвячений пошуку розрахункових співвідношень для визначення коефіцієнтів тепловіддачі α_2 з боку зовнішнього поперечного омивання пучка повітряним потоком. Метою статті є надання рекомендацій, щодо визначення оптимальних геометричних характеристик пучків гвинтоподібних труб, які є основою для розробки ефективного теплообмінного апарату.

Одними з важливих геометричних параметрів, які впливають на конфігурацію зовнішньої поверхні гвинтоподібної труби є крок t і висота h виступів-впадин гвинтової лінії. Розробка розрахункових співвідношень для визначення коефіцієнтів тепловіддачі α_2 при поперечному омиванні повітряним потоком шахових пучків гвинтоподібних труб виконувалась за допомогою даних теплообміну моделей пучків з кроковими параметрами $s_1/s_2 = 22/48 = 0,46$, $s_1/s_2 = 22/24 = 0,92$, $s_1/s_2 = 44/24 = 1,83$ та кількістю рядів труб поперек та вздовж потоку, відповідно $z_1=10$ та $z_2=9$. Дослідження виконано для трьох типорозмірів гвинтоподібних труб, які відрізняються кроком гвинтової лінії – $t = 8, 12$ і 20 мм, при цьому, висота виступів-впадин гвинтової лінії h не варіювалася і становила $2,5$ мм. Значення вибраних геометричних параметрів для дослідження продиктовано технологічними складнощами виготовлення гвинтоподібної труби, що пов'язані з можливостями нової технології методом трироликового обкочування по зовнішній поверхні труби, розробленою в ММІ КПІ ім. Ігоря Сікорського [1].

Загальний вигляд досліджених гвинтоподібних труб та їх геометричні характеристики наведені на рис. 1 і в табл. 1.

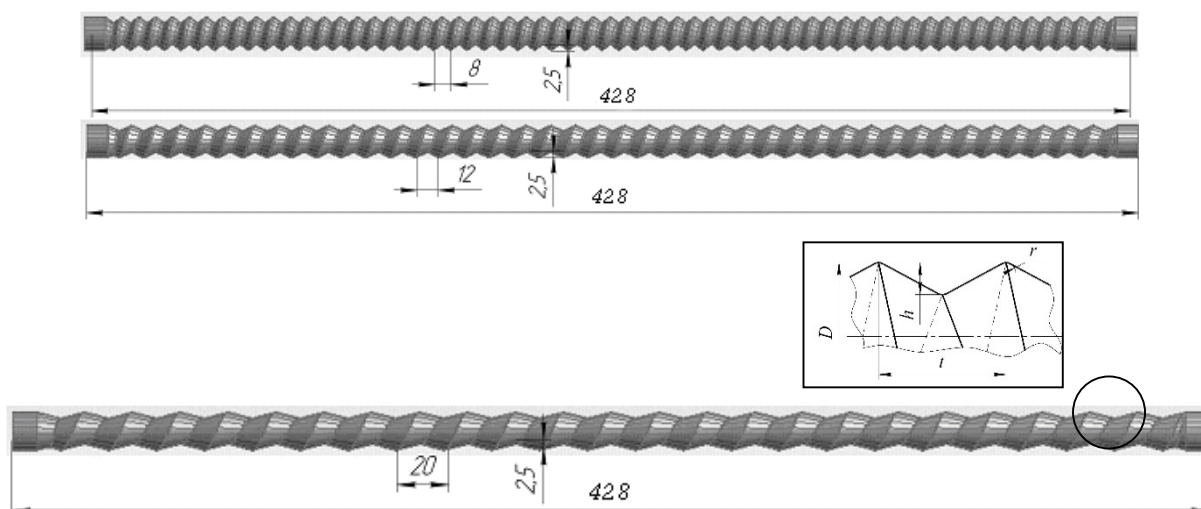


Рисунок 1 – Загальний вигляд та розміри гвинтоподібних труб

Таблиця 1- Геометричні параметри моделей гвинтоподібних труб

№, пов.	l , мм	D , мм	δ , мм	t , мм	h , мм	r , мм	F , м ²	Ψ
1	428	16	1	8	2,5	1,25	$2,56 \cdot 10^{-2}$	1,19
2				12			$2,38 \cdot 10^{-2}$	1,11
3				20			$2,22 \cdot 10^{-2}$	1,03

Методика досліджень

У даній роботі розробка CFD-моделі течії ґрунтується на побудові геометричної моделі розрахункової області та її дискретизації згідно з поняттями про вплив параметрів сітки кінцевих елементів на стійкість і збіжність рішення, завданні граничних умов. Розрахункова область покривається нерівномірною, зі згущенням до стінок труби тетраедричною сіткою. Розмір мінімального кроку у стінці труби вибирається згідно рекомендаціям [2] за умови Re^{-1} . Мінімальний і максимальний кроки при цьому становлять $5 \cdot 10^{-5}$ і $1 \cdot 10^{-4}$ м. Тривимірною розрахункова сітка для випадку омивання потоком зовнішньої поверхні гвинтоподібних труб представлена на рис. 2. Кількість чарунк необхідних для дискретизації потоку в міжтрубному просторі не перевищувало 4 млн. Як свідчить рис. 2, скінченно-елементна сітка міжтрубного простору двохшарова – вона містить пристінну область, яка апроксимується за допомогою елементарних паралелепіпедів і міжтрубну область, яка апроксимується за допомогою тетраедрів. Така побудова розрахункової сітки виконана згідно вимог [2] і забезпечує максимальну вірогідність отриманих результатів з фізичної точки зору.

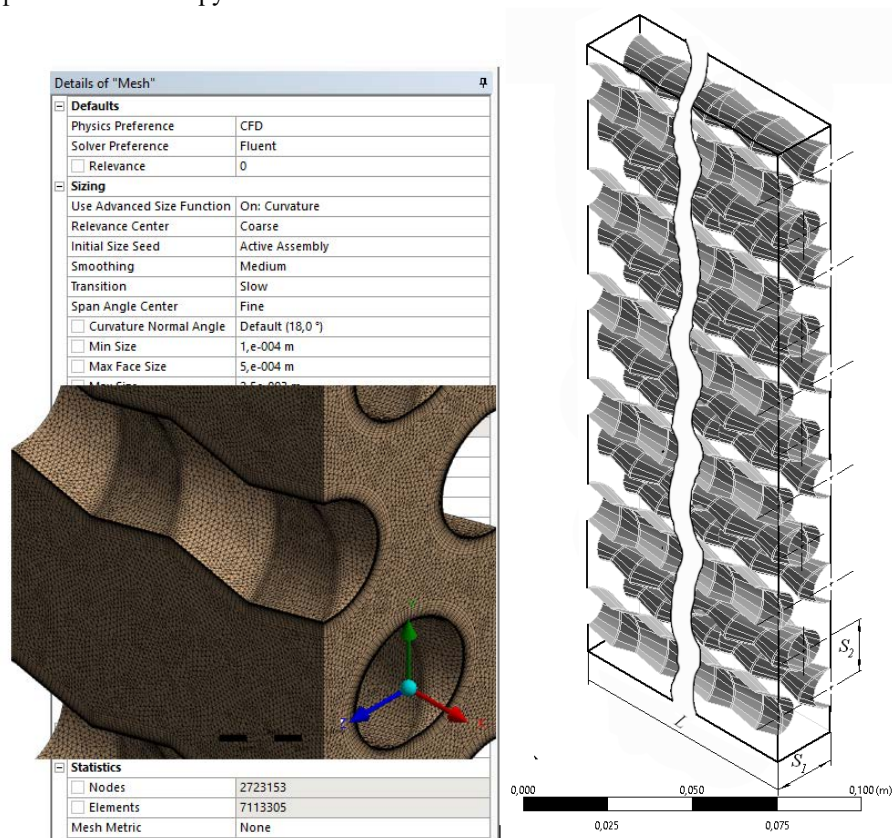


Рисунок 2 – Розрахункова скінченно-елементна сітка моделі пучка гвинтоподібних труб

Обчислення на моделі проводилися при періодичних граничних умовах, які визначались в бічних площинах. Відстань між бічними площинами відповідала поперечному кроку між трубами S_1 (рис.2).

Приведений нижче аналіз виконувався за допомогою розроблених скінченно-елементних CFD-моделей гвинтоподібних труб в середовищі програмного комплексу ANSYS-Fluent. Поставлена задача вирішувалась в стаціонарній постановці з дотриманням вимоги досягнення незалежності рішення від щільності розрахункової сітки. При моделюванні для всіх типорозмірів труб вибирались незмінними наступні граничні умови:

- температура потоку на вході в пучок гвинтоподібних труб $t_{вх} = 26$ °С;
- температура стінки труби $t_{ст} = 100$ °С.

Витрата повітря в представленому обчислювальному експерименті дорівнювала трьом фіксованим значенням $9 \cdot 10^{-4}$, $9 \cdot 10^{-3}$, $3 \cdot 10^{-2}$ кг/с. Теплофізичні властивості повітря задавалися у вигляді поліноміальних функцій температури.

Результати досліджень та їх аналіз

Результати розрахунку пучків гвинтоподібних труб в діапазоні чисел Рейнольдса від $9,5 \cdot 10^3$ до $45 \cdot 10^3$ приведені на рис. 3.

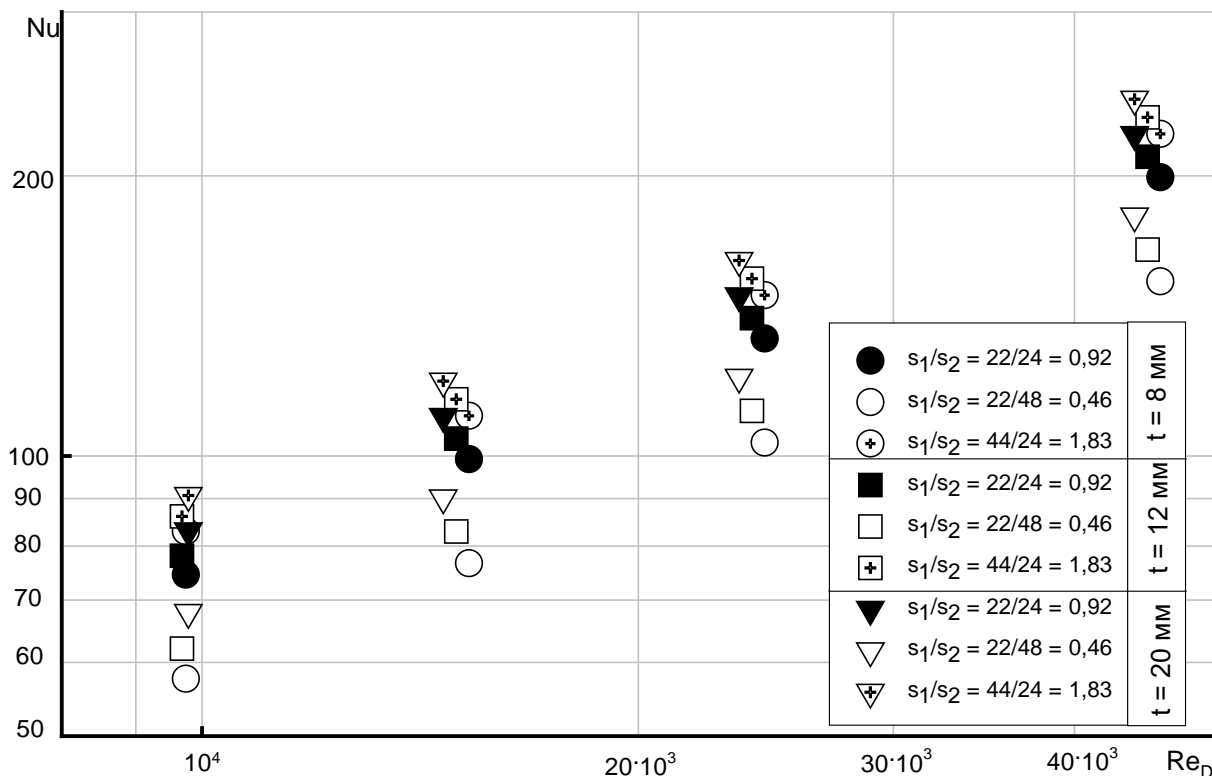


Рисунок 3 – Залежність $Nu = f(Re_D)$ для шахових пучків гвинтоподібних труб

В якості характерних параметрів при обробці результатів експерименту в числах подібності використовувалися: зовнішній діаметр труби D та швидкість в самому вузькому перерізі пучка. Розшаровуючими параметрами отриманих кривих на графіку слугують крок гвинтової лінії t та параметр розміщення труб у пучку s_1/s_2 .

З рис. 3 видно, що розрахункові дані теплообміну в межах пучка з одним і тим же s_1/s_2 залежить від зміни кроку гвинтової лінії t . Так, у пучку з $s_1/s_2 = idem$ при $t = 20$ мм інтенсивність теплообміну більше на (10-15) %, ніж при $t = 8$ мм. Крім того, дані розшаровуються за параметром розміщення s_1/s_2 групами, що складаються з трьох точок. Інтенсивність теплообміну пучка труб з $s_1/s_2 = 1,83$ найвища і знаходиться в діапазоні чисел Нусельта від 90 до 230. Щільний пучок труб з $s_1/s_2 = 0,46$ має найнижчу інтенсивність теплообміну при зміні Nu від 60 до 170. У кожному з пучків інтенсивність теплообміну найвища у труб з кроком гвинтової лінії $t = 20$ мм, а найнижча – у труб з $t = 8$ мм.

Слід відмітити, що теплообмінна поверхня сформована з кроковими характеристиками пучка $s_1/s_2 = 44/24 = 1,83$, хоч і має високу інтенсивність, але площа її поверхні порівняно з іншими найменша, тому для проектування теплообмінного апарату на базі пучка з гвинтоподібних труб доцільно вибрати пучок з $s_1/s_2 = 22/24 = 0,92$, який за теплопередаючими характеристиками практично не відрізняється від попереднього, зате габарити в нього приблизно вдвічі менше.

Числові дані дослідження можна описати степеневою залежністю виду $Nu_k = C_q Re^m$, яка широко застосовується для пучків оребрених труб різної компоновки [3-5] Отримані результати порівнюються з відомими розрахунковими залежностями [6] для визначення інтенсивності теплообміну в гладкотрубних пучках.

Так, в [6] для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі конвекцією при поперечному омиванні шахових гладкотрубних пучків газами запропонована залежність

$$Nu_k = 0,36 C_s C_z Re^{0,6} Pr^{0,33}, \tag{1}$$

де C_s – коефіцієнт, що залежить від відносного поперечного кроку $\sigma_1 = s_1/d$ і параметра $\varphi = (\sigma_1 - 1)/(\sigma_2 - 1)$. Значення середнього відносного діагонального кроку труб обчислюється за формулою

$$\sigma'_2 = (0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2)^{0,5}. \quad (2)$$

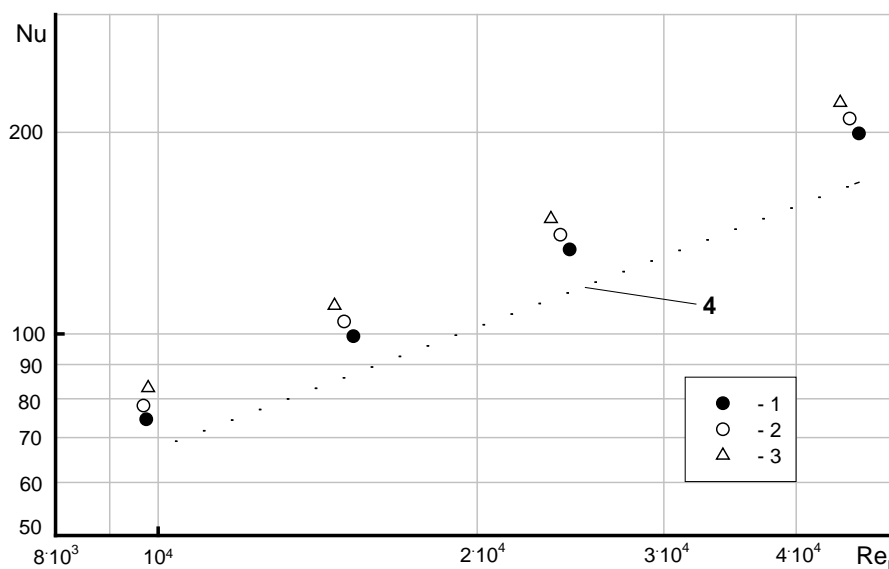
В діапазоні φ від 0,1 до 1,7 коефіцієнт C_s обчислюється за формулою

$$C_s = 0,95\varphi^{0,1}. \quad (3)$$

C_z – поправка на число рядів по ходу газів, при $3,0 < z_2 < 10$ поправка обчислюється за формулою

$$C_z = 3,12z_2^{0,05} - 2,5. \quad (4)$$

На рис. 4 показано порівняння результатів числового дослідження теплообміну пучків гвинтоподібних труб з кроками виступів-впадин $t = 8, 12$ і 20 мм (рис.3) та гладкотрубних пучків труб зовнішнього діаметру $D=16$ мм і з параметром розміщення $s_1/s_2 = 0,92$, що розраховані за системою рівнянь (1) - (4).



1 – гвинтоподібні труби з $t = 8$ мм; 2 – $t = 12$ мм; 3 – $t = 20$ мм; 4 – гладкі труби, формула (1) [6];
Рисунок 4 – Залежність $Nu = f(Re_D)$ для шахових пучків гвинтоподібних і гладких труб з $s_1/s_2 = 0,92$

З аналізу рисунка видно, що інтенсивність теплообміну пучків з гвинтоподібних труб з різними t вище, ніж у гладкотрубних пучках. Так, найбільше перевищення (19-24) % спостерігається у пучках із гвинтоподібних труб з $t = 20$ мм ($t/h = 8$), а найменше (10-16) % у пучках з $t = 8$ мм ($t/h = 3,2$). Відрізняється також і нахил кривих $Nu = f(Re_D)$ гвинтоподібних труб у бік підвищення від нахилу кривої для гладкотрубних пучків, який відповідає степені $m = 0,6$ при числі Рейнольдса у формулі (1). Причому, із зростанням відносного параметру t/h збільшується і значення m . Цей факт вказує на те, що зі зміною умов омивання труби через збільшення кута нахилу гвинтової лінії відносно набігаючого поперечного потоку, зростає турбулентність у приміжевому шарі, яка і призводить до інтенсифікації теплообміну. Вплив на інтенсивність теплообміну кроку t виявлено в роботі [7], де досліджені пучки гвинтоподібних труб з іншими параметрами t/h , s_1/s_2 та з більшими значеннями коефіцієнта розвинення поверхні Ψ .

З цього аналізу випливає, що в силу особливостей утворення гвинтоподібної поверхні труби та її конструкції [1], зростання коефіцієнта розвинення поверхні ψ (табл.1), яке відбувається зі зменшенням параметра t/h , не може суттєво впливати на інтенсифікацію теплообміну через недостатнє збільшення зовнішньої площі теплообмінної поверхні. Тому, основною причиною інтенсифікації є зміна гідродинамічних умов омивання, пов'язаних зі зміною геометричної форми гвинтоподібної труби.

Розрахункові формули з теплообміну досліджених пучків гвинтоподібних труб

При створенні розрахункових залежностей з теплообміну для пучка оребрених труб зазвичай використовують параметр розміщення s_1/s_2 та коефіцієнт оребрення труби [5, 8]. Тому, при розробці рівнянь використані підходи та рекомендації зазначених авторів.

Характер впливу на теплообмін параметра розміщення s_1/s_2 спостерігається на рис. 5, де приведені результати теплообміну пучків гвинтоподібних труб для двох межових значень чисел Рейнольдса – $10 \cdot 10^3$ і $45 \cdot 10^3$. Дані рис. 5 з достатньою точністю можна апроксимувати логарифмічною залежністю виду

$$f_1(s_1/s_2) = -a_1 \cdot \ln(s_1/s_2) + b_1, \tag{6}$$

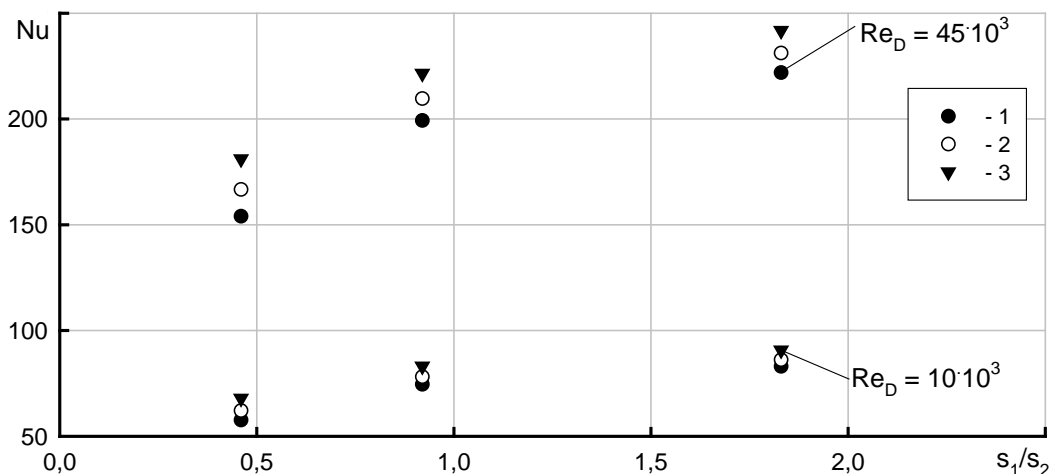
де коефіцієнти a_1 і b_1 слід підібрати таким чином, щоб апроксимуюча залежність максимально була наближена до розрахункової кривої. З урахуванням цих вимог, коефіцієнти a_1 і b_1 відповідно становлять 0,01 і 0,52.

Коефіцієнт розвинення поверхні гвинтоподібної труби Ψ представляє собою відношення повної зовнішньої поверхні гвинтоподібної труби, яка обчислюється за допомогою процедур програмного коду Fluent до повної поверхні гладкої циліндричної труби ($0,0215 \text{ м}^2$) такого ж діаметру D і довжини (табл.1). Залежність чисел Нуссельта від коефіцієнта Ψ для двох межових значень чисел Рейнольдса – $10 \cdot 10^3$ і $45 \cdot 10^3$ приведена на рис. 6.

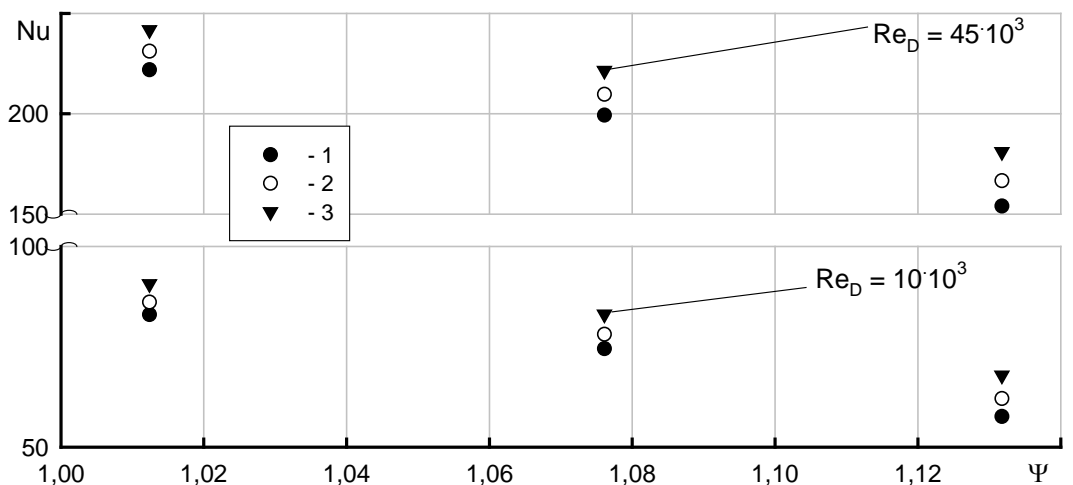
Аналіз даних на рис. 6 свідчить, що найбільш вірогідною кривою для апроксимації залежності теплообміну від коефіцієнта розвинення поверхні є лінійна залежність типу:

$$f_2(\Psi) = -a_2 \cdot \Psi + b_2, \tag{7}$$

Формула (7) має два коефіцієнти a_2 і b_2 , які потрібно підібрати так, щоб крива (7) задовольняла даним з теплообміну всіх досліджених пучків. Величини цих коефіцієнтів становлять відповідно 0,9 і 1,4.



1 – пучок з $s_1/s_2 = 0,46$; 2 – $s_1/s_2 = 0,92$; 3 – $s_1/s_2 = 1,83$;
Рисунок 5 – Залежність $Nu = f(s_1/s_2)$ для пучків гвинтоподібних труб



1 – пучок з $s_1/s_2 = 0,46$; 2 – $s_1/s_2 = 0,92$; 3 – $s_1/s_2 = 1,83$;
Рисунок 6 – Залежність $Nu = f(\Psi)$ для пучків гвинтоподібних труб

Таким чином підсумовуючи, залежність для розрахунку конвективного теплообміну шахових пучків гвинтоподібних труб у яких s_1/s_2 змінюється у межах (0,46 - 1,83), а коефіцієнт розвинення поверхні Ψ лежить в діапазоні (1,0 - 1,13) при зміні чисел Рейнольдса від $10 \cdot 10^3$ до $45 \cdot 10^3$, має вигляд:

$$Nu = (-0,01 \cdot \ln(s_1/s_2) + 0,52) \times (-0,9 \cdot \Psi + 1,4) Re^{0,64} Pr^{0,43}. \quad (8)$$

Похибка між розрахунковими даними CFD-моделювання і визначеними за залежністю (8) не перевищує $\pm 9\%$.

Висновки

Аналіз представлених в статті результатів CFD-моделювання теплообміну шахових пучків гвинтоподібних труб з рівнорозвиненою поверхнею дозволяє зробити наступні висновки:

- застосування таких труб в теплообмінних апаратах є достатньо ефективним засобом інтенсифікації теплообміну порівняно з гладкими круглими трубами;
- причиною інтенсифікації теплообміну є гідродинамічні умови омивання поперечним потоком поверхні гвинтоподібної труби та турбулізація примежового шару, які залежать від геометричного параметру труби t/h ;
- спостерігається тенденція збільшення інтенсивності теплообміну у пучках гвинтоподібних труб при зростанні параметру t/h ;
- остаточно оцінити ефективність теплообмінної поверхні у вигляді шахового пучка гвинтоподібних труб можна після проведення дослідження аеродинамічного опору таких поверхонь.

Список використаної літератури

1. Маковой В.О. Особенности профилирования одно- та трьохзахідних гвинтоподібних труб / В.О. Маковой, П.Ю. Проценко // Вестник Национального технического университета “ХПИ”. – 2013. - №43(1016). – С.153-162.
2. Быстров Ю. А. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб / Ю. А. Быстров, С. А. Исаев, Н. А. Кудрявцев, А. И. Леонтьев. – С-Пб.: Судостроение, 2005. – 392 с.
3. Письменный Е.Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребранных труб / Е.Н. Письменный – Киев: Альтерпрес, 2004. – 244 с.
4. Письменный Е.Н. Расчет конвективных поперечно-оребранных поверхностей нагрева / Е.Н. Письменный – Киев: Альтерпрес. – 2003. – 184 с.
5. Юдин В.Ф. Теплоотдача и сопротивление шахматных пучков труб с поперечными ребрами при поперечном омывании потоком / В.Ф. Юдин, Л.С. Тохтарова // Теплоэнергетика. – 1973. – № 2. – с.49-52.
6. Тепловой расчет котлов: нормативный метод. Издание 3-е, переработанное и дополненное. Издательство НПО ЦКТИ, СПб. – 1998. – 256 с.
7. Письменный Е.М. Теплообмін пучків труб з рівнорозвиненою поверхнею / Письменный Е.М., Рогачов В.А., Терех О.М., Коньшин В.І., Омельчук Д.С.// Восточно-Европейский журнал передовых технологий. –2013. – № 1/8 (61) – с.29-33.
8. Кунтыш В.Б. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения / В.Б. Кунтыш, Н.М. Кузнецов – С-Пб.: Энергоатомиздат. Санкт – Петерб. отд., 1992. – 280 с.

A.Baranyuk, Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Prof.

V. Rogachov, Cand. Sc. (Eng.), Assis. Prof.

N. Andrusik, Msc.

National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute” HEAT EXCHANGE OF BUNDLES OF SCREW TUBES

With the help of CFD modeling, a study was made of convective heat transfer of chess bundles of helical tubes with an equal surface in the range of variation of Reynolds numbers from $9,5 \cdot 10^3$ to $4,5 \cdot 10^4$. The aim of the research is the development of simple and reliable methods of heat calculation for heat exchangers of the "gas-gas" type, the heat exchange section of which is assembled from screw-like tubes. To achieve the set goal, it is necessary to determine the optimal geometric characteristics of the bundles of helical tubes, namely the step characteristics of the bundles, the tubes in which differ by the pitch of the helical line and the height of the protrusions.

The bundles models with relative steps $s_1 / s_2 = 0,46, 0,92$ and $1,83$ were investigated. All the bundles were formed from three investigated types of helical tubes, which differ in the pitch of the helical line – $t = 8, 12$ and 20 mm. Other geometric parameters, namely the external diameter $D = 16$ mm, the depth of the protrusions of the single-thread helix $h = 2,5$ mm and the total length of the tube $l = 428$ mm, did not change. The values of the selected geometric parameters for the study are dictated by technological difficulties in the manufacture of the screw-like pipe, connected with the possibilities of the new technology by the method of trirolic edging on the outer surface of the pipe, Igor Sikorsky.

Presented in the article the results of the CFD modeling of the heat exchange of chess bundles of spiral-shaped tubes, it is found that the use of such tubes in heat exchangers will be a sufficiently effective means of intensifying heat exchange as compared to smooth round tubes. It is determined that the reason for the intensification of heat exchange is the hydrodynamic conditions for the washing of the surface of the helical pipe by the transverse flow and the turbulence of the boundary layer, which depend on the geometrical parameter of the tube t / h . The authors also proposed dependence for calculating the convective heat transfer coefficients of such bundles.

Keywords: heat exchange, screw-like tube, chess bundles, calculated dependence

References

1. Makovey V.O. Features of profiling of one- and three-western spiral tubes / B.O. Makovey, P.Yu. Prochenko // Announcer of the National technical university of “KHPI”. – 2013. - №43(1016). – С.153-162.
2. Bystrov, Yu. A. Numerical simulation of the vortex intensification of heat transfer in stacks of tubes / Yu. A. Bystrov, S. A. Isayev, N. A. Kudryavtsev, A. I. Leont'yev. – St. Petersburg: Sudostroyeniye, 2005. – 392 p.
3. Pis'mennyy Ye.N. Heat exchange and aerodynamics of packages of cross-finned tubes / Ye.N. Pis'mennyy – Kiev: Alterpres, 2004. – 244 p.
4. Pis'mennyy Ye.N. Calculation of convective transversely-finned heating surfaces / Ye.N. Pis'mennyy – Kiev: Alterpres. – 2003. – 184 s.
5. Yudin V.F. Heat transfer and resistance of chess bundles of tubes with transverse ribs with transverse flow washing / V.F. Yudin, L.S. Tokhtarova // Teploenergetika. – 1973. – № 2. – p.49-52.
6. Isachenko V.P. Heat transfer / V.P. Isachenko, V.A. Osipova, A.S. Sukomel - Moscow: Energy, 1975. – 199 p.
7. Bolgarskiy A.V. Termodinamika i teploperedacha. Uchebn. dlya vuzov. Izd. 2-ye, pererab. i dop. / A.V. Bolgarskiy, G.A. Mukhachev, V.K. Shchukin. – M., «Vyssh. shkola», 1975 – 495 s. s il.
8. Thermal calculation of boilers: standard method. Third edition, revised and enlarged. Publishing house of NPO CKTI, St. Petersburg. – 1998. – 256 p.

УДК 621.18.063

А.В. Баранюк, канд. техн. наук, ст. препод.

В.А. Рогачов, канд. техн. наук, доц

Н.Ю. Андрусик,

**Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»
ТЕПЛООБМЕН ШАХМАТНЫХ ПУЧКОВ ВИНТООБРАЗНЫХ ТРУБ**

Средствами CFD-моделирования проведено исследование конвективного теплообмена шахматных пучков винтообразных труб с равноразвитой поверхностью в диапазоне изменения чисел Рейнольдса от $9,5 \cdot 10^3$ до $4,5 \cdot 10^4$. Исследовались модели пучков с относительными шагами $s_1 / s_2 = 0,46, 0,92$ и $1,83$. Все пучки формировались из трех исследованных типов винтообразных труб, которые отличаются шагом винтовой линии – $t = 8, 12$ и 20 мм. Другие геометрические параметры, а именно внешний диаметр $D = 16$ мм, глубина выступов-впадин однозаходной винтовой линии $h = 2,5$ мм и общая длина трубы $l = 428$ мм, не менялись. Предложена зависимость для расчета конвективных коэффициентов теплоотдачи таких пучков.

Ключевые слова: теплообмен, винтообразная труба, шахматный пучок, расчетная зависимость

Надійшла 16.11.2017

Received 16.11.2017